

# МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

## MACHINE BUILDING AND MACHINE SCIENCE



УДК 628.517:625.1.08

DOI 10.12737/19683

### Оценка коэффициента ослабления вибраций от колесных пар на основании кузова электровоза\*

С. Ф. Подуст<sup>1\*\*</sup><sup>1</sup> ООО Производственная компания «Новочеркасский электровозостроительный завод» (ПК НЭВЗ), г. Новочеркасск, Российская Федерация

### Estimation of vibration attenuation coefficient of wheel sets on electric locomotive underframe\*\*\*

S. F. Podust<sup>1\*\*</sup><sup>1</sup> LLC PC «Novocherkassk Electric Locomotive Plant» (PC NEVZ), Novocherkassk, Russian Federation

Целью работы является описание теоретических и экспериментальных исследований коэффициента ослабления вибраций от колесных пар на основании кузова электровоза. Изучение виброакустических характеристик на рабочих местах локомотивных бригад показало, что превышения октавных уровней звукового давления над предельно допустимыми в значительной степени определяются структурной составляющей шума, которая формируется вибрациями элементов кузовных конструкций. Расчет скоростей колебаний элементов кузова основан на энергетических методах, традиционно применяемых для энергетически замкнутых систем. Система уравнений учитывает не только геометрические и физико-механические параметры элементов, но и вводимую в основание кузова вибрационную мощность от колесных пар при движении локомотивов. Для инженерных расчетов спектров вибрации элементов кузова и, соответственно, уровней звукового давления при оценке вводимой вибрационной мощности целесообразно использовать частотнозависимую величину коэффициента ослабления вибрации. Это особенно важно учитывать на этапе проектирования машины. Приведены результаты экспериментальных исследований указанной величины и вывод на этой основе регрессионных зависимостей для различных скоростей движения.

**Ключевые слова:** вибрация, колесная пара, элементы кузова, электровоз, коэффициент ослабления вибрации.

The work objective is to describe the theoretical and experimental research of the vibration attenuation coefficient of the wage wheels on the electric locomotive underframe. Studying the vibro-acoustic characteristics at the workplaces of the locomotive crews shows that the excess of the octave sound-pressure levels over the maximum permissible values is largely determined by the noise structural component which is generated by vibrations of the body parts. The vibration velocity calculation is based on the energy methods traditionally used for the energy-closed circuits. The system of equations takes into account not only the geometric parameters of the elements, their physical and mechanical properties, but also the vibration power from the locomotive wheel pairs introduced into the base body under the speed conditions. For the engineering analysis of the vibration spectra of the body parts, and, respectively, of the sound-pressure levels when evaluating the introduced vibration power, it is expedient to use a frequency dependent value of the vibration reduction factor. This is especially important at the machine designing stage. Therefore, the results of the experimental study of the given value and the development of the regressional dependences for various motion speeds on this basis are presented.

**Keywords:** vibration, wage wheels, body parts, electric locomotive, vibration reduction factor.

**Введение.** Изучению закономерностей формирования спектров вибрации и шума при движении подвижного состава посвящены работы [1–11]. Теоретические и экспериментальные исследования виброакустических характеристик на рабочих местах локомотивных бригад, приведенных в работах [10, 11], показали, что превышение предельно допустимых значений октавных уровней звукового давления в значительной степени определяется структурной составляющей шума.

**Обработка результатов экспериментальных исследований.** Для уточнения расчета виброскоростей и уровней структурного шума проводились экспериментальные исследования коэффициентов ослабления вибраций

\*Работа выполнена в рамках инициативной НИР.

\*\*E-mail: PodustSS@nevz.com

\*\*\*The research is done within the frame of the independent R&D.

( $k_{oc}$ ), передаваемых от колесных пар на пол кузова. Методика проведения экспериментов подробно описана в работе [10]. При этом рассматривался более широкий низкочастотный диапазон, поскольку нормирование вибрации на рабочем месте машинистов проводится в этой области частот. При проведении экспериментов выяснилось, что коэффициент ослабления вибрации зависит не только от их частоты, но и от скорости движения электровоза.

Исследования вибрации представляли собой серию экспериментов, в ходе которых значения коэффициента ослабления четырежды измерялись согласно стандартной матрице планирования двухуровневого двухфакторного ПФЭ (полный факторный эксперимент)  $2^2$  (табл. 1). В последнем столбце табл. 1 указан порядок (на основе генератора случайных чисел) выполнения отдельных опытов при их рандомизации по времени.

Таблица 1

План ПФЭ  $2^2$ 

№ п/п	Факторы		Порядок реализации опытов
	$x_1$	$x_2$	
1	–	–	4
2	+	–	2
3	–	+	1
4	+	+	3

Результаты измерений коэффициента ослабления вибрации представлены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты экспериментов

№ п/п	V, км/ч	f, Гц	$k_{oc1}$	$k_{oc2}$	$k_{oc3}$	$\bar{k}_{oc}$	$(k_{oc1} - \bar{k}_{oc})^2$	$(k_{oc2} - \bar{k}_{oc})^2$	$(k_{oc3} - \bar{k}_{oc})^2$	$\sum_{u=1}^n (k_{oci,u} - \bar{k}_{oci})^2$
1	70	8	0,126	0,132	0,120	0,126	0,000E+00	3,974E-05	3,974E-05	7,949E-05
2	100	8	0,204	0,215	0,194	0,204	0,000E+00	1,044E-04	1,044E-04	2,088E-04
3	70	8000	0,180	0,189	0,171	0,180	7,704E-34	8,139E-05	8,139E-05	1,628E-04
4	100	8000	0,161	0,169	0,153	0,161	7,704E-34	6,470E-05	6,470E-05	1,294E-04

Для обработки результатов экспериментов необходимо определить математическое ожидание и среднеквадратичное отклонение по формулам:

$$\bar{k}_{oci} = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n k_{oci,u}; \quad (1)$$

$$\sigma_{ki}^2 = \sum_{u=1}^n (k_{oci,u} - \bar{k}_{oci})^2. \quad (2)$$

Проведем оценку статистической однородности результатов эксперимента по критерию Кохрена:

$$G_p = \frac{\sum_{u=1}^n (k_{oci,u} - \bar{k}_{oci})^2}{\sum_{i=1}^N \sum_{u=1}^n (k_{oci,u} - \bar{k}_{oci})^2} \leq G_m. \quad (3)$$

Здесь  $i$  — номера серий опытов (от 1 до  $N$ );  $u$  — количество параллельных опытов в серии (от 1 до  $n$ );  $G_p$  и  $G_m$  — расчетный и табличный критерии Кохрена для 5-процентной значимости при  $N$  сравниваемых и  $n$  параллельных опытах:

$$G_p = \frac{0,00021}{0,00058} = 0,36 < G_m = 0,76.$$

Таким образом, считаем результаты статистически однородными, т.е. соответствующими нормальному распределению.

Определим дисперсию воспроизводимости в натуральных переменных по формуле:

$$S_k^2 = \frac{\sum_{i=1}^N \sum_{u=1}^n (k_{oci,u} - \bar{k}_{oci})^2}{N(n-1)} = \frac{0,00058}{4(3-1)} = 7,26 \cdot 10^{-5}. \quad (4)$$

Результаты измерения коэффициентов ослабления вибрации (их средние значения) представлены на рис. 1.

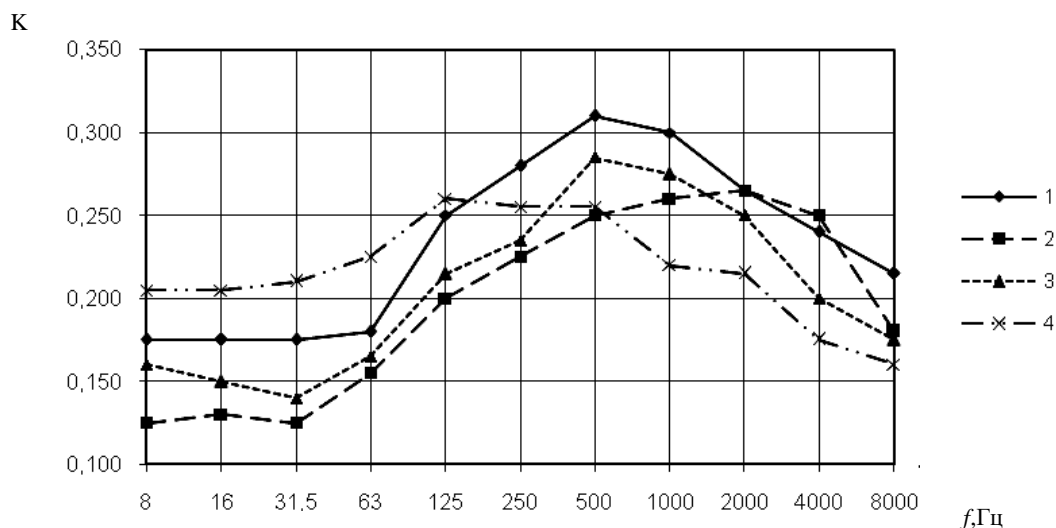


Рис. 1. Коэффициенты ослабления вибраций при скоростях движения: 1 — 80 км/ч; 2 — 70 км/ч; 3 — 90 км/ч; 4 — 100 км/ч

**Определение регрессионных зависимостей.** Анализ результатов экспериментов показывает, что максимальные значения коэффициента ослабления вибраций находятся в среднечастотной области и имеют четкую зависимость от скорости движения локомотива. При этом просматривается интересная особенность — с увеличением скорости движения локомотива экстремум кривых смещается в область более низких частот. Так, для скорости 70 км/ч экстремум находится на частоте 2000 Гц, а при скорости 100 км/ч — 125 Гц. Эта особенность осложняет поиск аналитической зависимости функции частотнозависимого коэффициента ослабления вибрации, поэтому принято приближение экстремума всех кривых к частоте 500 Гц, поскольку разница между экспериментальными и расчетными данными незначительна.

Изменение коэффициента ослабления вибрации в зависимости от скорости движения также позволяет выявить экстремальное значение, особенно в среднечастотной области, на скорости 80 км/ч. Таким образом, функция экстремальна по двум координатам, и ее можно аппроксимировать как функцию двух переменных, так как выполняется условие ортогональности, обеспечивающее получение независимых оценок коэффициентов регрессии и их дисперсий [12].

Экстремальность функции в обеих плоскостях требует применения квадратичной аппроксимации или нахождения степенной функции адекватного поведения. При этом необходимо учитывать, что один из факторов, а именно частота  $f$ , является величиной геометрического ряда, последующие значения которого увеличены в 2 раза по сравнению с предыдущим. Для смягчения влияния этого параметра его необходимо прологарифмировать.

Таким образом, учитывая экстремальность функции и необходимость логарифмирования входных факторов, принято решение аппроксимировать зависимость степенными функциями. Для этого можно использовать метод передела, который состоит в построении двух полнофакторных экспериментов таким образом, что значение факторов, обеспечивающих оптимум параметра выхода, является общей границей интервалов их варьирования, поставленных с двух сторон оптимума.

Границей интервалов являются значения факторов, находящихся в экстремуме функции. В данном случае определены следующие интервалы:

- для первой области —  $f = 8\text{--}500$  Гц,  $V = 70\text{--}80$  км/ч;
- для второй области —  $f = 500\text{--}8000$  Гц,  $V = 80\text{--}100$  км/ч.

Для крайних точек интервалов необходимо определить выход, т. е. значение коэффициентов ослабления вибрации. Они комбинируются следующим образом (табл. 3):

Таблица 3

Комбинация выходов при ПФЭ  $2^2$

$x_1$	$x_2$
min	min
max	min
min	max
max	max

В нашем случае такая комбинация имеет следующий вид (табл. 4):

Таблица 4

Комбинация выходов для обеих областей

$V$ , км/ч	$f$ , Гц	$k_{oc}$
70	8	0,126
80	8	0,176
70	500	0,25
80	500	0,311

$V$ , км/ч	$f$ , Гц	$k_{oc}$
80	500	0,311
100	500	0,257
80	8000	0,215
100	8000	0,161

Для получения степенной зависимости необходимо прологарифмировать все параметры модели. Учитывая порядок коэффициента ослабления вибрации, искусственно увеличим его на два порядка. Тогда исходные данные будут следующими (табл. 5).

Таблица 5

Исходные данные для расчета коэффициентов регрессии

$\ln V$	$\ln f$	$\ln(100 \cdot k_{oc})$
4,248495	2,079442	2,533697
4,382027	2,079442	2,867899
4,248495	6,214608	3,218876
4,382027	6,214608	3,437208

$\ln V$	$\ln f$	$\ln(100 \cdot k_{oc})$
4,382027	6,214608	3,437208
4,60517	6,214608	3,246491
4,382027	8,987197	3,068053
4,60517	8,987197	2,778819

При этом уравнение регрессии в кодовых переменных будет иметь вид:

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_{12} x_1 x_2, \quad (5)$$

где  $y = \ln(100 \cdot k_{oc})$ ;  $x_1 = \ln V$ ;  $x_2 = \ln f$ .

Для нахождения коэффициентов уравнения регрессии необходимо скомпоновать выходы так, как представлено в табл. 6.

Таблица 6

Компоновка выходов для расчета коэффициентов регрессии

$y$	$-y$	$-y$	$y$
$y$	$y$	$-y$	$-y$
$y$	$-y$	$y$	$-y$
$y$	$y$	$y$	$y$
$\Sigma_0$	$\Sigma_1$	$\Sigma_2$	$\Sigma_{12}$

$$\text{Тогда } b_0 = \frac{\Sigma_0}{4}; b_1 = \frac{\Sigma_1}{4}; b_2 = \frac{\Sigma_2}{4}; b_{12} = \frac{\Sigma_{12}}{4}.$$

Таким образом, на основе выше полученных данных, уравнения регрессии в кодовых переменных имеют вид:  
 $y = 3,014 + 0,138x_1 + 0,314x_2 - 0,029x_1x_2$ ;  $y = 3,133 - 0,12x_1 - 0,209x_2 - 0,025x_1x_2$ .

Определим значимость коэффициентов уравнений регрессии сравнением их абсолютного значения с доверительным интервалом:

$$\Delta b = t_\alpha \cdot \sqrt{S_b^2} < |b_i|. \quad (6)$$

Здесь  $t_\alpha$  — критерий Стьюдента для числа степеней свободы  $\nu = N \cdot (n - 1)$  (в данном случае при  $\nu = 8$  и  $t_\alpha = 2,3$ );

$S_b^2$  — дисперсия коэффициентов уравнений регрессии:

$$S_b^2 = \frac{S_k^2}{N \cdot n} = \frac{7,26 \cdot 10^{-5}}{4 \cdot 3} = 6,05 \cdot 10^{-6}.$$

$$\text{Тогда } \Delta b = 2,3 \cdot \sqrt{6,05 \cdot 10^{-6}} = 0,057.$$

Анализ полученных коэффициентов уравнений регрессии приведен в табл. 7.

Таблица 7

Значимость коэффициентов уравнения регрессии

	$\Delta b$		$ b_i $	Вывод
0	0,057	<	3,014	Значим
1		<	0,138	Значим
2		<	0,314	Значим
12		>	0,029	Незначим

	$\Delta b$		$ b_i $	Вывод
	0,057	<	3,133	Значим
		<	0,120	Значим
		<	0,209	Значим
		>	0,025	Незначим

Из табл. 7 видно, что коэффициенты при произведении  $x_1$  и  $x_2$  статистически незначимы, поэтому данными членами уравнений можно пренебречь. Тогда

$$y = 3,014 + 0,138x_1 + 0,314x_2; \quad y = 3,133 - 0,12x_1 - 0,209x_2.$$

Для перехода от кодовых переменных к натуральным необходимо выполнить следующие замены переменных:

$$x_1 = \frac{2(\ln V - \ln V_{\max})}{\ln V_{\max} - \ln V_{\min}} + 1;$$

$$x_2 = \frac{2(\ln f - \ln f_{\max})}{\ln f_{\max} - \ln f_{\min}} + 1.$$

Тогда для первого уравнения:

$$x_1 = \frac{2(\ln V - 4,382)}{4,382 - 4,2485} + 1 = 14,978 \ln V - 64,63,$$

$$x_2 = \frac{2(\ln f - 6,215)}{6,215 - 2,079} + 1 = 0,484 \ln f - 2,006.$$

Для второго уравнения

$$x_1 = \frac{2(\ln V - 4,605)}{4,605 - 4,382} + 1 = 8,963 \ln V - 40,275,$$

$$x_2 = \frac{2(\ln f - 8,987)}{8,987 - 6,215} + 1 = 0,721 \ln f - 5,483.$$

Подставляя замену и приводя подобные, получаем уравнения с натуральными переменными:

$$\ln(100 \cdot k_{oc}) = -6,543 + 2,069 \ln V + 0,152 \ln f; \quad \ln(100 \cdot k_{oc}) = 9,112 - 1,075 \ln V - 0,151 \ln f.$$

Проводим потенцирование и получаем степенные зависимости

$$k_{oc} = 1,4 \cdot 10^{-5} V^{2,069} f^{0,152}; \quad k_{oc} = 90,657 V^{-1,075} f^{-0,151}.$$

Для оценки погрешности полученных зависимостей сравним расчетные и экспериментальные значения коэффициентов ослабления вибрации (табл. 8).

Таблица 8

Погрешность расчетных и экспериментальных значений

V, км/ч	f, Гц	$k_{oc}$	$k_{oc.p}$	$\Delta$ , %
70	8	0,126	0,129	2,94
80	8	0,176	0,171	-2,86
70	500	0,25	0,243	-2,86
80	500	0,311	0,32	2,94

V, км/ч	f, Гц	$k_{oc}$	$k_{oc.p}$	$\Delta$ , %
80	500	0,311	0,319	2,49
100	500	0,257	0,251	-2,43
80	8000	0,215	0,210	-2,43
100	8000	0,161	0,165	2,49

Наибольшая погрешность полученных зависимостей не превышает 3 %.

Графическая интерпретация этой модели представляет собой две поверхности, соединенные в общей точке экстремума исследуемой функции. Для построения этих поверхностей необходимо определить значения промежуточных точек по полученным зависимостям. Точка экстремума не является центром симметрии функции, она смещена по обоим координатам. Поэтому для малых интервалов определим значение одной промежуточной точки, для больших — двух точек. Результаты расчетов сведены в табл. 9.

Таблица 9

Расчетные значения  $k_{oc}$  в промежуточных точках

$V$ , км/ч	$f$ , Гц	$k_{oc}$
70	8	0,1297
70	31,5	0,1597
70	125	0,1968
70	500	0,2429
75	8	0,1496
75	31,5	0,1842
75	125	0,227
75	500	0,2801
80	8	0,171
80	31,5	0,2105
80	125	0,2594
80	500	0,3201

$V$ , км/ч	$f$ , Гц	$k_{oc}$
80	500	0,3188
80	2000	0,2586
80	8000	0,2098
87	500	0,2913
87	2000	0,2363
87	8000	0,1917
93	500	0,2711
93	2000	0,2199
93	8000	0,1784
100	500	0,2507
100	2000	0,2034
100	8000	0,165

На рис. 2 представлена графическая реализация полученных зависимостей.

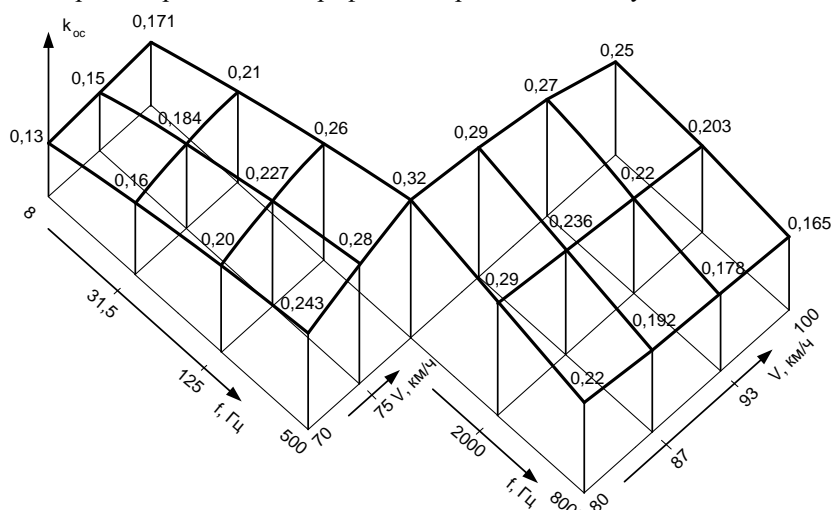


Рис. 2. Влияние скорости движения и частоты на величину коэффициента ослабления вибрации

**Выводы.** Использование полученных зависимостей коэффициентов ослабления вибрации позволяет упростить расчет и повысить его точность октавных уровней вибрации и звукового давления структурной составляющей шума на рабочих местах локомотивных бригад при различных скоростях движения. Во-вторых, повышается его точность.

### Библиографический список

1. Dittrich, M. The IMAGINE source model for railway noise prediction / M. Dittrich // Acta Acustica united with Acustica. — 2007. — Vol. 93. — P. 185–200.
2. Подуст, С. Ф. Спектральный состав шума в кабинах локомотивов / С. Ф. Подуст, Ю. В. Пронников // Транспорт-2013 : тр. междунар. науч.-практ. конф. / Рост. гос. ун-т путей сообщения. — Ростов-на-Дону, 2013. — Ч. 2. — С. 215–216.
3. Подуст, С. Ф. Анализ закономерностей шумообразования электропоездов / С. Ф. Подуст // Вестник РГУПС. — 2012. — № 4. — С. 42–45.
4. Подуст, С. Ф. Моделирование виброакустической динамики рельса на шпалах / С. Ф. Подуст, Д. А. Ку克林 // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2013. — № 1/2 (70/71). — С. 106–111.
5. Подуст, С. Ф. Моделирование виброакустической динамики шпал при движении подвижного состава / С. Ф. Подуст // Вестник РГУПС. — 2013. — № 1. — С. 50–54.
6. Подуст, С. Ф. Экспериментальные исследования шума и вибрации грузовых поездов / С. Ф. Подуст // IX Промышленный конгресс юга России : сб. статей. — Ростов-на-Дону : Изд. центр ДГТУ, 2013. — С. 212–214.

7. Подуст, С. Ф. Экспериментальные исследования диссипативной функции элементов остекления электровозов / С. Ф. Подуст, Ю. В. Пронников // IX Промышленный конгресс юга России : сб. статей. — Ростов-на-Дону : Изд. центр ДГТУ, 2013. — С. 215–221.

8. Пронников, Ю. В. Моделирование структурной составляющей шума в кабинах машинистов подвижного состава / Ю. В. Пронников // Вестник РГУПС. — 2010. — № 3. — С. 64–68.

9. Колесников, И. В. Основы акустического проектирования кабин машинистов (теория и практика) / И. В. Колесников, Ю. В. Пронников, А. Н. Чукарин. — Ростов-на-Дону : Изд. центр ДГТУ, 2012. — 120 с.

10. Подуст, С. Ф. Основы виброакустических расчетов отечественных электровозов / С. Ф. Подуст, А. Н. Чукарин, И. В. Богуславский. — Ростов-на-Дону : Изд. центр ДГТУ, 2013. — 160 с.

11. Способы снижения шума и вибраций при проектировании, производстве и эксплуатации железнодорожного подвижного состава / И. В. Колесников [и др.]. — Москва : ВИНТИ РАН, 2015. — 216 с.

12. Кохановский, В. А. Планирование экспериментальных исследований / В. А. Кохановский, М. Х. Сергеева. — Ростов-на-Дону : Изд. центр ДГТУ, 2014. — 256 с.

## References

1. Dittrich, M. The IMAGINE source model for railway noise prediction. Acta Acustica united with Acustica, 2007, vol. 93, pp. 185–200.

2. Podust, S.F., Pronnikov, Y.V. Spektral'nyy sostav shuma v kabinakh lokomotivov. [Spectral noise composition in the cabs of locomotives.] Tr. mezhdunar. nauch.-prakt. konf. «Transport-2013». [Proc. Int. Sci.-Eng. Conf. “Transport-2013”.] Rostov Institute of Rail Transport Engineering, Rostov on Don, 2013, vol. 2, pp. 215-216 (in Russian).

3. Podust, S.F. Analiz zakonomernostey shumobrazovaniya elektropoyezdov [Analysis of the laws of electric trains noise.] Vestnik RGUPS, 2012, no. 4, pp. 42-45 (in Russian).

4. Podust, S.F., Kuklin, D.A. Modelirovaniye vibroakusticheskoy dinamiki rel'sa na shpalakh. [Vibroacoustic dynamics simulation of rail on sleepers.] Vestnik of DSTU, 2013, no. 1-2 (70-71), pp. 106-111 (in Russian).

5. Podust, S.F. Modelirovaniye vibroakusticheskoy dinamiki shpal pri dvizhenii podvizhnogo sostava. [Modeling of vibroacoustic dynamics of sleepers during rolling stock movement.] Vestnik RGUPS, 2013, no. 1, pp. 50–54 (in Russian).

6. Podust, S.F. Eksperimental'nyye issledovaniya shuma i vibratsii gruzovykh poyezdov. [Experimental studies of noise and vibration freight trains.] IX Promyshlennyy kongress yuga Rossii: sb. statey. [Proc. IX Industrial Congress of South Russia.] Rostov-on-Don: DSTU Publ. Centre, 2013, pp. 212-214 (in Russian).

7. Podust, S.F., Pronnikov, Y.V. Eksperimental'nyye issledovaniya dissipativnoy funktsii elementov ostekleniya elektropoyezdov [Experimental studies of dissipation function of locomotive glazing elements.] IX Promyshlennyy kongress yuga Rossii: sb. statey (11–13 sentyabrya 2013, Rostov-na-Donu) [Proc. IX Industrial Congress of South Russia.] Rostov-on-Don: DSTU Publ. Centre, 2013, pp. 215-221 (in Russian).

8. Pronnikov, Y.V. Modelirovaniye strukturnoy sostavlyayushchey shuma v kabinakh mashinistov podvizhnogo sostava. [Modeling of the noise structural component in the driver's cab of rolling stock.] Vestnik RGUPS, 2010, no. 3, pp. 64-68 (in Russian).

9. Kolesnikov, I.V., Pronnikov, Y.V., Chukarin, A.N. Osnovy akusticheskogo proyektirovaniya kabin mashinistov (teoriya i praktika). [Basics of acoustic designing of driving cabs (theory and practice).] Rostov-on-Don: DSTU Publ. Centre, 2012, 120 p. (in Russian).

10. Podust, S.F., Chukarin, A.N., Boguslavskiy, I.V. Osnovy vibroakusticheskikh raschetov otechestvennykh elektropoyezdov. [Fundamentals of vibro-acoustic calculations of domestic locomotives.] Rostov-on-Don: DSTU Publ. Centre, 2013, 160 p. (in Russian).

11. Kolesnikov, I.V. et al. Sposoby snizheniya shuma i vibratsiy pri proyektirovanii, proizvodstve i ekspluatatsii zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava. [Ways to reduce noise and vibrations in the design, manufacture and operation of rolling stock]. Moscow: VINITI RAN, 2015, 216 p. (in Russian).

12. Kokhanovskiy, V.A., Sergeeva, M.Kh. Planirovaniye eksperimental'nykh issledovaniy. [Planning of experimental research.] Rostov-on-Don: DSTU Publ. Centre, 2014, 256 p. (in Russian).

Поступила в редакцию 19.02.2016

Сдана в редакцию 19.02.2016

Запланирована в номер 23.03.2016